

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Bakalářská práce

2016

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Radek Müller

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Řešení náhrady lankového systému na výložníku vykládacího a
nakládacího manipulačního systému

Replacement of Steel Wire Rope System of Boom Handling System

Student: Radek Müller

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Kopec

Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Müller**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R013 Robotika
Téma: Řešení náhrady lankového systému na výložníku vykládacího a
manipulačního systému
Replacement of Steel Wire Rope System of Boom Handling System
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Analyzujte současné řešení systému s návazností na posloupnosti funkčních operací systému.
2. Vytvořte základní modelovou dokumentaci funkčních celků aktuálního řešení.
3. Vytvořte analýzu možných řešení s výsledným návrhem úprav aktuálního systému.
4. Navržené úpravy systému zpracujte ve formě modelové a výrobní dokumentace.
5. Práci doplňte podrobnou technickou a výpočtovou dokumentací.
6. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MS WORD a technické řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] KONEČNÝ, Z. *Základy technické dokumentace*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2004. 86s. ISBN 80-248-0514-6.
- [4] SKAŘUPA, J. - MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-888922-55-0
- [5] KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. VŠB-TU, Ostrava: 2004, 144 s. ISBN 80-248-0626-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Kopec**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry

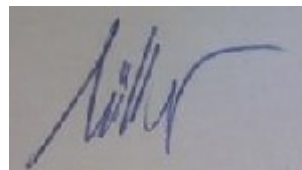


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.



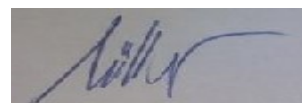
V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.



V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Radek Müller Adresa

trvalého pobytu autora práce: Pražmo 115,

739 04 Pražmo

Anotace bakalářské práce

MÜLLER, Radek. Řešení náhrady lankového systému na výložníku vykládacího a nakládacího manipulačního systému. Ostrava, 2016. 44 s. Bakalářská práce. Vysoká škola

báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky. Vedoucí práce:
Ing. Petr Kopec

Bakalářská práce obsahuje vhodné řešení náhrady ocelových lan. Ty se nahrazují z důvodu rozkývání efektoru za nepříznivých okolních podmínek. Výsledná varianta je na bázi nerezových tažných řetězů, umístěných tak, aby si navzájem bránily v ohybu při spuštění. Hlavní část se týká potřebných omezení a podmínek pro správnou funkci řetězů, dále se zhotovila samostatná jednotka pro jeden řetěz s navijákem a pohonem, která je využitelná i mimo tento systém. V poslední části se tyto jednotky umístily na místo původního řešení. Důležité součásti a mechanismy jsou pevnostně zkontrolovány v software MITCalc.

Annotation of bachelor thesis

MÜLLER, Radek. Replacement of Steel Wire Rope System of Boom Handling System. Ostrava, 2016. 44 p. Bachelor thesis. VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of robotics. Thesis supervisor: Ing. Petr Kopec.

Bachelor thesis contains possible solution of steel wire rope replacement. Those ropes are being replaced because of their undesirable behavior in bad weather conditions. Final variant is based on stainless steel chains, placed to prevent from bending during descend. Main part is focusing on necessary restrictions and conditions to make this mechanism possible, then there is described the separate unit invention. In the final part, those units are being placed into position of original system. Important mechanisms and parts are calculated in software MITCalc.

Obsah

Seznam použitého značení.....	7
Úvod	8
1. Požadavkový list	9
2. Analýza současného stavu	10
3. Varianty řešení	12
3.1. Varianta 1 – Nůžkový mechanismus.....	13

3.2. Varianta 2 – Normalizované řetězy	18
3.3. Varianta 3 – Speciálně upravený řetěz	19
3.4. Kriteriační analýza a výběr vhodné varianty	19
4. Zpracování vybrané varianty	21
4.1. Výpočet silového působení	22
4.2. Volba řetězu	24
4.3. Kontrola axiálního zatížení	26
4.4. Eliminace ohybového momentu a axiálních sil.....	26
4.5. Průměr navijáku	29
4.6. Návrh samostatné jednotky pro jeden řetěz	32
4.7. Vyvažovací rám.....	35
4.8. Uchycení řetězu na traverze	37
4.9. Průběh manipulačního procesu	38
Závěr.....	39
Poděkování	39
Seznam použité literatury	40
Seznam příloh.....	40
Výkresová dokumentace.....	40
Kontrolní výpočty součástí	41

Seznam použitého značení

a_{zdvih}	[ms^{-2}]	Maximální zrychlení při zdvihu
$d_{\text{n_max}}$	[mm]	Maximální dimenzovaný průměr navijáku
F_G	[N]	Tíhová síla OM a traverzy
F_s	[N]	Maximální setrvačná síla při zdvihu
F_v	[N]	Výsledná síla na řetězu při zdvihu
F_{va}	[N]	Axiální složka síly F_{vB}
F_{va_max}	[N]	Maximální dovolená axiální síla v ose čepu
F_{vb}	[N]	Výsledná síla se zvolenou bezpečností
F_{vB}	[N]	Výsledná síla se skutečnou bezpečností

g	$[\text{ms}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
k_{vb}	$[-]$	Zvolený koeficient bezpečnosti
k_{vB}	$[-]$	Skutečný koeficient bezpečnosti
m_k	$[\text{kg}]$	Hmotnost kazety (OM)
M_k	$[\text{Nm}]$	Krouticí moment
M_m	$[\text{Nm}]$	Krouticí moment motoru
M_o	$[\text{Nmm}]$	Ohybový moment
m_t	$[\text{kg}]$	Hmotnost traverzy
W_o	$[\text{mm}^3]$	Modul průřezu v ohybu
α	$[\circ]$	Maximální dovolený sklon manipulace vůči tíhové síle
$\alpha\%$	$[\%]$	Maximální dovolený sklon manipulace v procentech
η_L	$[-]$	Účinnost ložisek
σ_d	$[\text{MPa}]$	Dovolené napětí

Další značení je používáno v MITCalc a je vysvětleno přímo při zadávání.

OM – Objekt Manipulace

Kompakt – Samostatná jednotka s jedním navijákem a motorem

Úvod

V této práci se navrhuje vhodný mechanismus, který nahradí lanový systém prototypu nákladového vozidla. Lanový systém je součástí poloautomatického manipulátoru, sloužícího k nakládání a vykládání kazet, ve kterých se uskládá zásahové vybavení pro stavy bezpečnostních ohrožení. Je definován jako poloautomatický, protože k manipulaci kazet je nutná lidská obsluha. Konkrétně při zachycení a odchycení kazety k mechanismu manipulátoru. Současný stav systému má své výhody i nevýhody.

Jedna z výhod je, že traverza je schopna se díky přizpůsobivosti lan naklonit do polohy jako je položena kazeta, tím se zaručí správné uchopení. Dále nemusí být kazeta umístěna podle přesných souřadnic, traverza se může posunovat i mimo svou vertikální osu.

Nevýhody lanového systému však brání v tom, udělat jej plně automatický, protože se nedá přesně definovat pozice traverzy za působení okolních vlivů, například silný vítr, který mění polohu traverzy zcela náhodně a znesnadňuje další manipulaci.

Pro nalezení vhodné náhrady je důležité specifikovat prostředí a pozici kazety vůči manipulačnímu systému a zamezit okolním vlivům ovlivňovat pozici traverzy. Vhodné řešení se podloží výpočtovou, modelovou a výkresovou dokumentací. Pro 3D dokumentaci byl použit software CREO Parametric 3.

1. Požadavkový list

- nosnost systému 800kg včetně kazety
- objekt manipulace: 1450x1680x700mm
- Hloubka vyložení až 2000mm od nejvyšší pozice traverzy
- Zamezení nepříznivých vlivů prostředí na pozici manipulační traverzy při manipulačním procesu

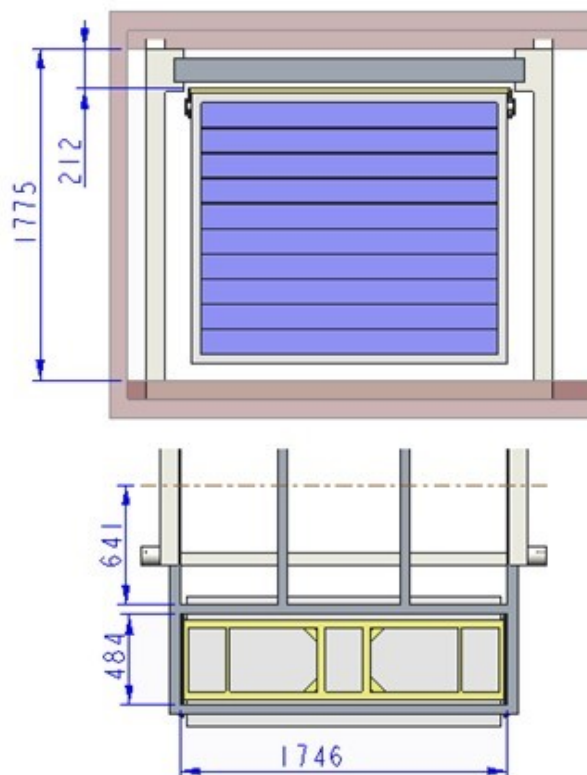
2. Analýza současného stavu

Zadání této práce se odvíjí z hotového prototypu firmy Robotssystem. V kontejneru nákladového vozidla je umístěn manipulátor se třemi translačními pohyby, kde každý zastupuje manipulaci v jedné ze tří pravoúhlých os. Svou kinematickou strukturou a účelem připomíná robot typu Gantry.



Obr. 1 - Poloautomatický mobilní kazetový kontejner firmy Robotssystem

Problém vzniká v pohybu ve směru vertikální osy, kde není pohyb lan zajištěn vůči okolním vlivům a mění polohu traverzy. Systém navijáku lan je umístěn v horním rámu vlevo a vpravo. Prostor pro nový systém je odvozený potom, co se odstranil původní systém.



Obr. 2 – Prostory pro náhradu lanového systému

K manipulaci s těžkými břemeny se v praxi dá setkat v mnoha případech. Od zvedacích stolů po vysoko zdvižné vozy a jeřáby. Důležitým faktorem je při pohybu zachovat rovnoběžnost spodní a vrchní podstavy a neumožňovat jiný pohyb, než nahoru a dolů.

První mechanismus splňující dané podmínky je nůžkový. Pomocí hydraulického pohonu je schopen nastavit pozici zvedání a udržet horní stůl v rovnováze.



Obr. 3 - Nůžkový mechanismus Zdroj: <http://www.ajprodukty.cz>

Jako další možné řešení se jeví použití speciálních řetězů, které se používají pro manipulační nebo hnací účely. Mezi tyto řetězy patří:

- Pouzdrové
- Válečkové
- Gallovy
- Fleyerovy

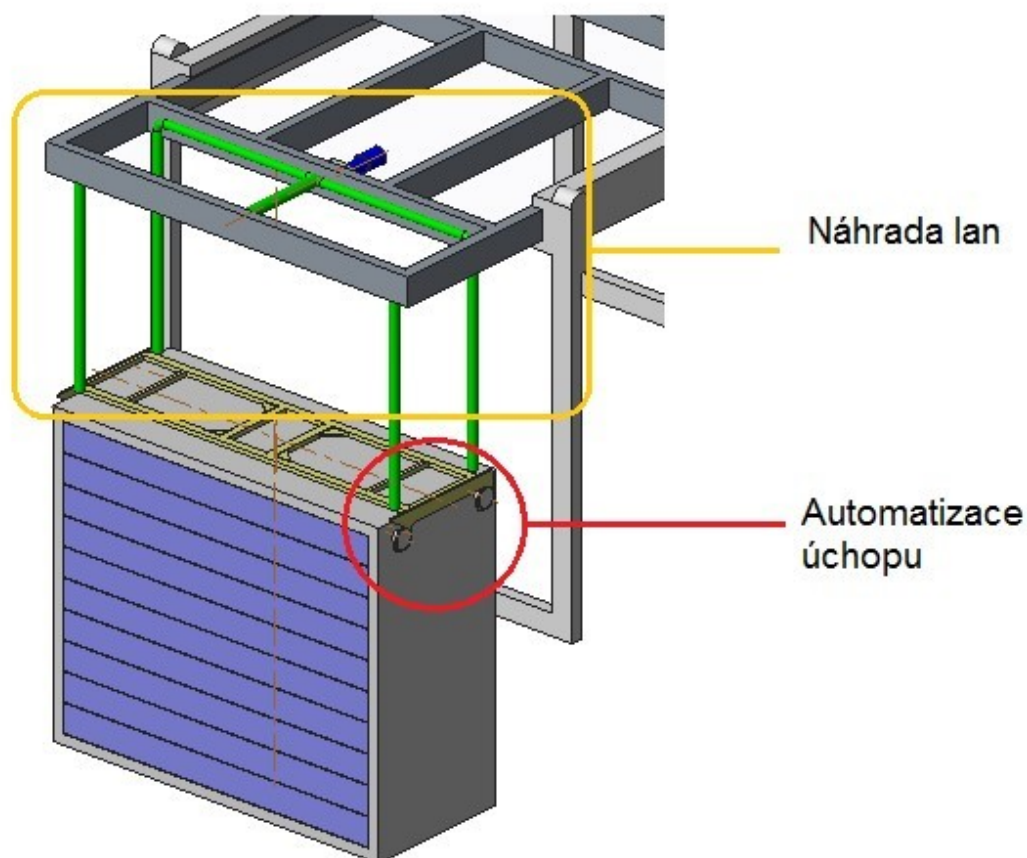
Používají se například v mechanismu vysokozdvizných vozů, kde musí přenášet i více než tunová břemena. V dalších návrzích se však budou zvažovat pouze Válečkové a Gallovy, protože u ostatních se nedoporučuje nebo není možné použití řetězových kol.



Obr. 4 – Manipulátor vysokozdvizného vozu Zdroj: <http://www.czas.cz>

3. Varianty řešení

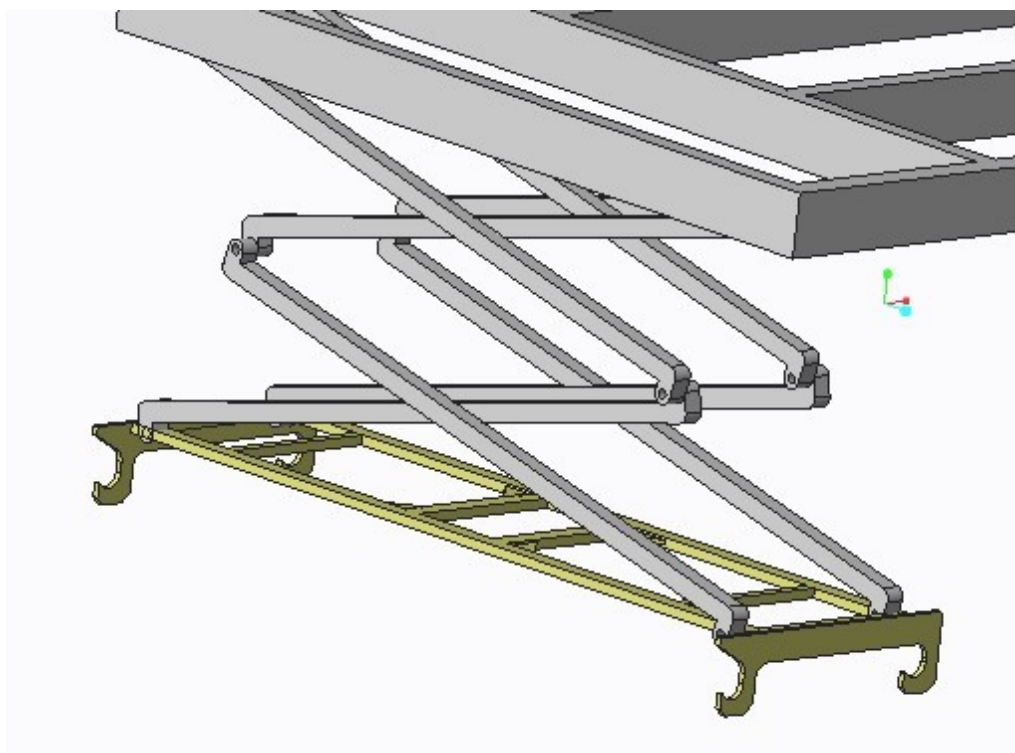
Po zhodnocení praktických možností se vytvořily tři možné varianty, které se v této kapitole budou analyzovat a hodnotit. U všech variant se počítá s úchopem OM shora a návrh takového efektoru je samostatnou dílčí úlohou automatizace, kterou se tato práce nebude zabývat, ale je alespoň nastíněna v řešení vybrané varianty.



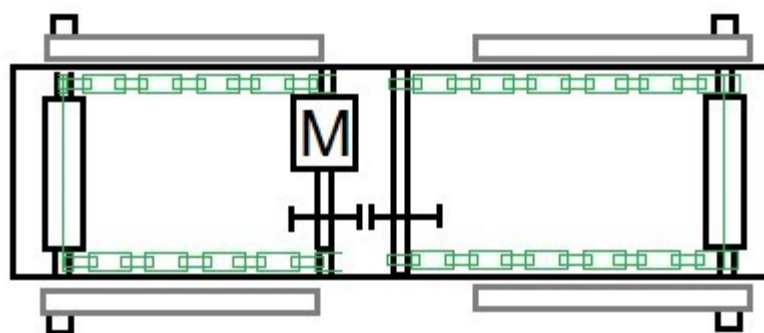
Obr. 5 – Rozdělení úlohy

3.1. Varianta 1 – Nůžkový mechanismus

Ovládání manipulátoru by bylo uskutečněno pomocí dvou hřídelů a jedním pohonem se stejným převodem na obě strany, tím se zabrání bočním výkyvům, nebo by se použila kombinace s tažným řetězem či lany, které by definovaly hloubku spouštění. Další možností regulace spouštění by mohl být pohybový šroub. Níže je zobrazen předběžný výpočet pro minimální rozměry jácklů potřebné na tuto manipulační činnost.

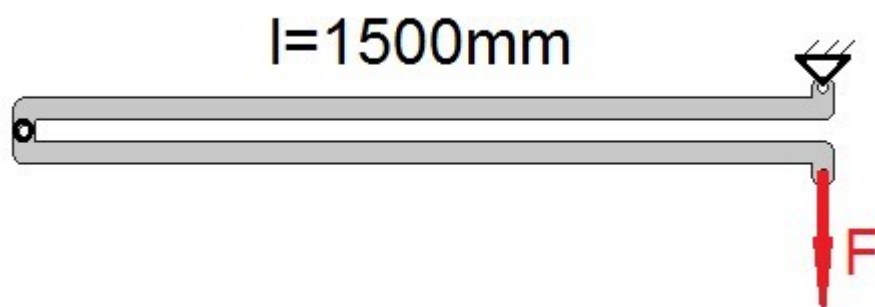


Obr. 6 – Nůžkový mechanismus



Obr. 7 - Možný způsob mechanismu pro ovládání nůžek

Předběžný výpočet



Obr. 8 – Nosná konstrukce

Pro předběžný výpočet čtyř stejných párů tyčí, by se síla měla zmenšit na čtvrtinu při rovnoměrném rozložení materiálu v kazetě. Délka tyče **1500mm** – stačí ke správné funkci a dosažení hloubky spouštění.

Působící síla je rovna:

$$\frac{1}{4} \cdot 800 \cdot 9,81 = 1962\text{N} \cong 2\text{kN}$$

Po pár zkouškách se zvolila tyč ze sortimentu firmy Feron:

Tyč ocelová plochá válcovaná za tepla, EN 10058, **rozměr 100x50**, materiál je pevnostně podobný 11 370 (na stránkách je k dispozici i pevnější materiál)

Dovolené napětí pro míjivý ohyb **100MPa**

h výška	<input type="text" value="100"/>	mm	b šířka	<input type="text" value="50"/>	mm
VYPOČÍTAT					
Výstupní hodnoty					
I _y kvadratický moment k ose y			I _z kvadratický moment k ose z		
<input type="text" value="1041666.6666667"/> mm ⁴			<input type="text" value="416666.6666667"/> mm ⁴		
W _{oz} modul průřezu v ohybu k ose z			W _{oy} modul průřezu v ohybu k ose y		
<input type="text" value="83333.333333333"/> mm ³			<input type="text" value="41666.666666667"/> mm ³		

The diagram shows a rectangular cross-section with height h and width b . The y and z axes are shown, with the centroid T at the center.

Obr. 9 – Výpočet kvadratických momentů

Výpočet ohybového napětí a bezpečnost:

$M_o = 3000 \text{ kNm}$

$W_o = \text{mm}^3$

MPa

$$\frac{M_o}{W_o} = \frac{\sigma_d}{k}$$

$W_o = k$

100

$$= k \quad k = 2,8$$

Tabulka 1 – Bezpečnost pro namáhání v ohybu

VÝPOČET PRŮHYBU STATICKY URČITÉHO NOSNÍKU

Výpočet průhybu staticky určitého nosníku vetknutého zatíženého osamělou silou

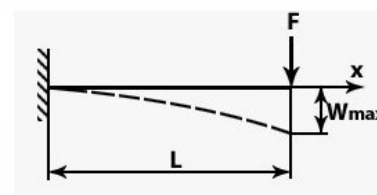
Vstupní parametry

F síla	2	kN	L délka nosníku	1500	mm
E modul pružnosti v tahu	210	GPa	I kvadr. mom. průřezu	166666.6666667	mm ⁴

VYPOČÍTAT

Výstupní hodnoty

W max (max. průhyb)	x (bod max. průhybu)
2.571 mm	1500 mm



Obr. 10 – průhyb nosníku

Průhyb by byl dvojnásobný, jelikož jsou tam tyče 2, tedy cca 5 mm. Což by bylo přijatelné, protože tato hodnota by nabyla pouze v případech nakládání plně naložené kazety a i s tímto průhybem by bez potíží zajela do kontejneru. Se simulacemi, podrobnější diagnostikou a kontrolou by se dalo uvažovat i o tyčích menšího průřezu, za účelem snížit hmotnost.

Výhody

- nemusel by nutně znamenat velký zásah do současné dokumentace
- s danou hloubkou spouštění by stačil typ nůžek, kde se při roztažení nezúží koncová část ramen, jako u zvedacích stolů, ale musí se speciálně navrhnout.

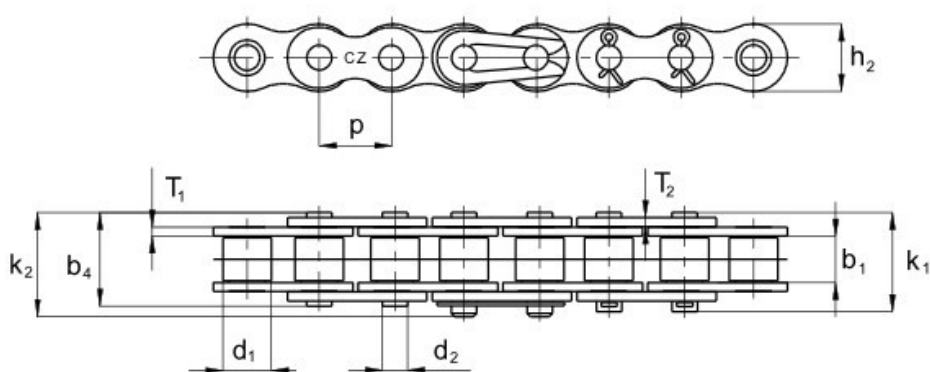
Nevýhody

- pravděpodobně vznikne větší mezera mezi traverzou a horním rámem v nejvyšší poloze traverzy, než v současném systému - velká hmotnost ramen nůžek

3.2. Varianta 2 – Normalizované řetězy

Po zkoumání v katalogích se došlo k závěru, že řetězy s vysokou tažností tzv. Gallovy by byly pro tento případ zbytečně předimenzované. Pouzdrové a Fleyerovy řetězy neumožňují použití řetězových kol, kterými se bude případně nastavovat pozice řetězu. Nejvhodnější variantou jsou řetězy válečkové, vyrobené z korozi-vzdorné oceli a bez potřeby mazání. Řetězy by se umístily tak, aby čepy jednotlivých řetězů nebyly v rovnoběžné poloze.

Tyto řetězy popisují normy DIN 8187 / ISO 606 / ČSN 02 3311



Obr. 11 – Náhled válečkových řetězů

Výhody

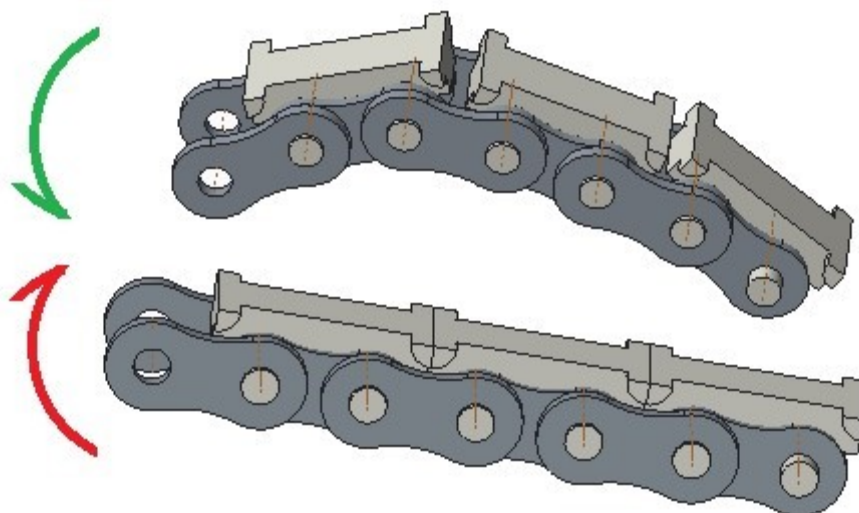
- normalizované díly
- nízká hmotnost
- velké nosnosti řetězů na jejich malé rozměry
- vyrobené z korozi-vzdorného materiálu bez nutnosti mazání

Nevýhody

- zajistit vhodné umístění navíjeného řetězu nebo počítat s navijákem větších průměrů, než má lano, možný zásek řetězu mezi navíjenými vrstvami
- promyslet vhodný počet a pozice řetězů, aby zamezily výkyvům
- vzhledem k předchozímu bodu bude možná nutný vyšší počet pohonů

3.3. Varianta 3 – Speciálně upravený řetěz

Speciální úpravou by se vytvořila náhrada spojovacích čepů normovaného řetězu. Čepy by měly z jedné strany přídavné plochy, které by po dosažení rovnoběžné polohy dále znemožnily další ohnutí. V potaz je i bráno, aby se řetězy nemohly navzájem zaseknout v nežádané poloze, k tomu slouží krajní blokující výstupky. Výsledné umístění všech řetězů by mohlo mít rovnoběžné osy čepů a zjednodušil by se tak převod kinematiky k motoru.



Obr. 12 – Speciální řetězy

Výhody

- oproti běžným řetězům by se mohl ohnout pouze do jednoho směru
- tlačné plochy nejsou nijak extrémně zatěžovány hmotností OM, v ideálním případě na tlačné plochy nepůsobí žádná síla.

Nevýhody

- vysoká výrobní cena
- nemožnost navíjení řetězu na sebe

3.4. Kriteriační analýza a výběr vhodné varianty

Hodnoty kriterií	
Vysoká úroveň	4

Střední úroveň	3
Nízká úroveň	2
Nevyhovující	1

Významnost kritérií	
Vysoká	2
Nízká	1

Zvolená kritéria hodnocení		
Kritérium	Označení	Popis
K1	Hmotnost	Celková hmotnost navrženého systému
K2	Složitost	Počet normovaných dílů, náročnost výroby
K3	Cena	Hrubý cenový odhad

Hodnocení kritérií jednotlivých variant			
Kritérium	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
K1	2	4	4
K2	3	3	2
K3	3	3	2

Porovnání v trojúhelníku párů				Vyhodnocení	
Kritérium	Určení významnosti		Počet preferencí	Pořadí	Váha
K1	K1	K1	2	1	2
	K2	K3			
K2		K2	1	2	1,5
		K3			

K3			0	3	1
Varianta 1					
Kritérium	Hodnocení	Váha	Vážený index		
K1	2	2	4		
K2	3	1,5	4,5		
K3	3	1	3		
Celkový vážený index			11,5		

Varianta 2			
Kritérium	Hodnocení	Váha	Vážený index
K1	4	2	8
K2	3	1,5	4,5
K3	3	1	3
Celkový vážený index			15,5

Varianta 3			
Kritérium	Hodnocení	Váha	Vážený index
K1	4	2	8
K2	2	1,5	3
K3	2	1	2
Celkový vážený index			13

Tabulka 2 – Kriteriační analýza

Z kriteriační analýzy vyplývá, že varianta číslo 2 je nejvhodnější pro další zpracování.

4. Zpracování vybrané varianty

K určení vhodného řetězu je třeba nejprve definovat, jak velké silové účinky na ně budou působit. Z prvotního návrhu v předchozí kapitole bylo rozhodnuto použití čtyř řetězů. Kritický okamžik manipulace nastává, když je plně naložená bedna zvedána do kontejneru. Pokud je náklad rovnoměrně rozložen a zabírají všechny řetězy, působí proti pohybu dva silové účinky. Tíhová síla objektu manipulace a traverzy a síla setrvačná, která vzniká při zrychleném pohybu od zvedání. Obě síly působí na jeden řetěz čtvrtinovou hodnotou.

Přesto se řetěz dimenzuje tak, aby každý zvládl udržet 50% silových účinků a to proto, že může nastat situace nerovnoměrného rozložení hmotnosti v kazetě, nebo pozice kazety způsobí, že nebudou v záběru všechny řetězy naráz.

Vzhledem k dimenzování zmíněného výše se vychází z těchto hodnot. Hmotnost traverzy se vypočítala pomocí programu CREO a hmotnost kazety včetně maximálního naložení je definovaná v požadavkovém listu. Maximální zrychlení pro setrvačnou sílu je zvoleno tak, aby zvládala zvedání o maximální hloubku přibližně za 10 sekund. Hmotnost samotných řetězů bude brána v potaz, ale zahrnuta jen v koeficientu bezpečnosti.

K navýšení každého řetězu se navrhla ucelená jednotka (dále jen kompaktní) s vlastním motorem a umístěna do rámu, dle úvah rozvinutých v této kapitole.

4.1. Výpočet silového působení

Výpočet sil působících na jeden řetěz:

Výpočet sil

$$\begin{array}{lll}
 m_k = 800 \text{ kg} & m_t = & F_G = (0,5 \cdot m_k + m_t) \cdot g \\
 30 \text{ kg} & g = 9,81 \text{ m} \cdot & F_G = (400 + 30) \cdot 9,81 \quad F_G = 4218 \text{ N} \\
 s^{-2} & a_{zdvih} = 0,2 \text{ m} \cdot & \\
 s^{-2} & & F_s = (0,5 \cdot m_k + m_t) \cdot a \\
 & & F_s = (400 + 30) \cdot 0,2 \quad F_s = 86 \text{ N}
 \end{array}$$

Výsledná síla

$$F_G = 4218 \text{ N}$$

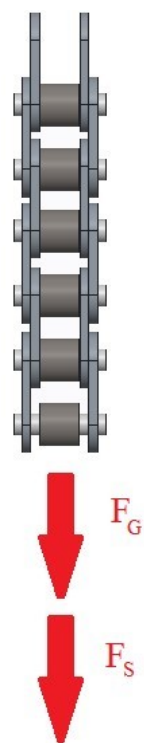
$$F_v = F_G + F_s$$

$$F_s = 86 \text{ N}$$

$$F_v = 4218 + 86$$

$$F_v = 4304 \text{ N}$$

Tabulka 3 – Zatížení působící na jeden řetěz



Obr. 13 – Zatížení řetězu

Výsledná síla působící na jeden řetěz je **4,3kN**

Zavede se koeficient bezpečnosti, který zahrnuje nežádoucí vlivy:

- Větší přetížení kazety, než je dovoleno
- Rázové účinky
- Externí síly např. valivý odpor od řetězového kola
- Hmotnost řetězu

Pro tyto nepříznivé účinky se zvolil koeficient bezpečnosti **1,3**.

Zavedení koeficientu bezpečnosti

$$F_v = 4304 \text{ kN}$$

$$k_{vb} = 1,3$$

$$F_{vb} \text{ [] k}$$

$$F_{vb} \text{ [] N}$$

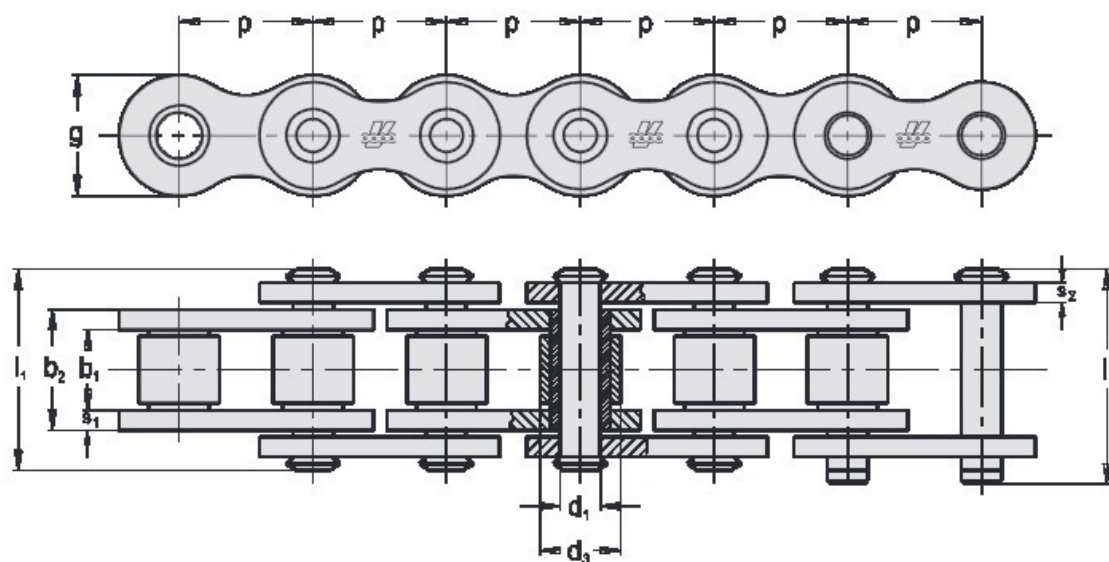
$$F_{vb} \text{ [] }$$

$$F_{vb} \text{ [] N}$$

Tabulka 4 - Bezpečnost

4.2. Volba řetězu

V ČR je hodně výrobců válečkových řetězů, a přestože se drží všichni stejné normy, každý má ve svých tabulkách jiné hodnoty síly pro přetržení. Vybral se výrobce, který měl nejvíce informativní katalog a tím je Řetězy Olomouc, z jejichž hodnot se bude vycházet. Ve výňatku z katalogu jdou vidět parametry jak rozměrové, tak kritická zatížení v tahu a ve směru axiálním.



Obr. 14 - <http://www.retezyolomouc.cz>

ISO Nor. ISO Nr. ISO St. Ст. ISO	Obj. čís. Art. Nr. Part no. Код для заказа	p mm	b ₁ mm min.	b ₂ mm max.	d ₁ mm h9	d ₂ mm h10	l ₁ mm	l ₂ mm	g mm	s ₁ mm	s ₂ mm	f mm ²	F _B kN min.	F _A kN	Q kg/m
06B-1SS ²⁾	318 111 057 000	9,525	5,72	8,53	3,28	6,35	13,5	16,8	8,2	1,30	1,30	28	6,2	0,88	0,41
08B-1SS	318 111 077 000	12,700	7,75	11,30	4,45	8,51	17,0	20,9	11,8	1,60	1,60	50	12,0	1,71	0,69
10B-1SS	318 111 097 000	15,875	9,65	13,28	5,08	10,16	19,6	23,7	14,7	1,60	1,60	67	14,5	2,07	0,93
12B-1SS	318 111 117 000	19,050	11,68	15,62	5,72	12,07	22,7	27,3	14,7	1,80	1,80	89	18,5	2,64	1,15
16B-1SS	318 111 137 000	25,400	17,02	25,45	8,28	15,88	36,1	41,5	21,0	4,00	3,00	210	40,0	5,71	2,71
20B-1SS	318 111 157 000	31,750	19,56	29,00	10,19	19,05	41,2	46,0	26,0	4,50	3,50	296	59,0	8,43	3,70

Obr. 15 – Volba řetězu

Už první řetěz v katalogu výborně odpovídá hledaným požadavkům. Zvolený řetěz má označení: Řetěz válečkový nerezový s rovnými destičkami **06B-1SS ISO-R 606**.

- Rozteč P: 9,525mm
- Výška g: 8,2mm
- Šířka l1: 13,5mm
- Měrná hmotnost Q: 0,41 kg/m
- Síla nutná k přetržení fBmin: 6,2kN
- Tvar destiček: rovný

Délka bude zvolena až po doměření všech vzdáleností mezi navijákem a řetězovým kolem, minimálně se však počítá se dvěma metry, což vyplývá z požadavkového listu.

Skutečný koeficient bezpečnosti se změnil v důsledku pevné hodnoty pro tahové namáhání a přepočítá se v následující tabulce.

Přepočet koeficientu bezpečnosti podle vybraného řetězu

$$\begin{array}{llll}
 F_v = 4304 \text{ kN} & & F_B & k_{vB} = 1,441 \\
 & & & k = \underline{\hspace{1cm}} \\
 F_{vB} = 6200 \text{ N} & & F_s & k_{vB} \cong 1,4 \\
 & & 6200 & k_{vB} = \underline{\hspace{1cm}} \\
 & & 4304 &
 \end{array}$$

4.3. Kontrola axiálního zatížení

Z katalogu lze vyčíst maximální namáhání v axiálním směru. Z této hodnoty se vypočte maximální možný sklon vykládání vůči směru tíhové síly. Maximální dovolená síla ve směru axiálním: 0,88kN.

Výpočet maximálního úhlu sklonu vozidla vůči působení tíhové síly

$$F_{vB} = 6200N$$

$$F_{va} = F_{vB} \cdot \sin(\alpha)$$

$$F_{va_max} = 880N$$

$$F_{va} \leq F_{va_max}$$

$$F_{vB} \cdot \sin(\alpha) \leq F_{va_max}$$

$$\sin(\alpha) \leq \frac{F_{va_max}}{F_{vB}}$$

$$\alpha \leq \arcsin\left(\frac{F_{va_max}}{F_{vB}}\right)$$

$$\alpha \leq 8^\circ 9'$$

$$\alpha \leq 8^\circ 9'$$

Přepočet maximálního sklonu pro porovnání s dopravním značením

$$\alpha \leq 8^\circ 9'$$

$$\alpha_{\%} = 100 \cdot \tan(\alpha)$$

$$\alpha_{\%} = 14,32\%$$

Tabulka 6 – Maximální sklon vozovky a řetězu, aby nedošlo k poruše čepů

4.4. Eliminace ohybového momentu a axiálních sil

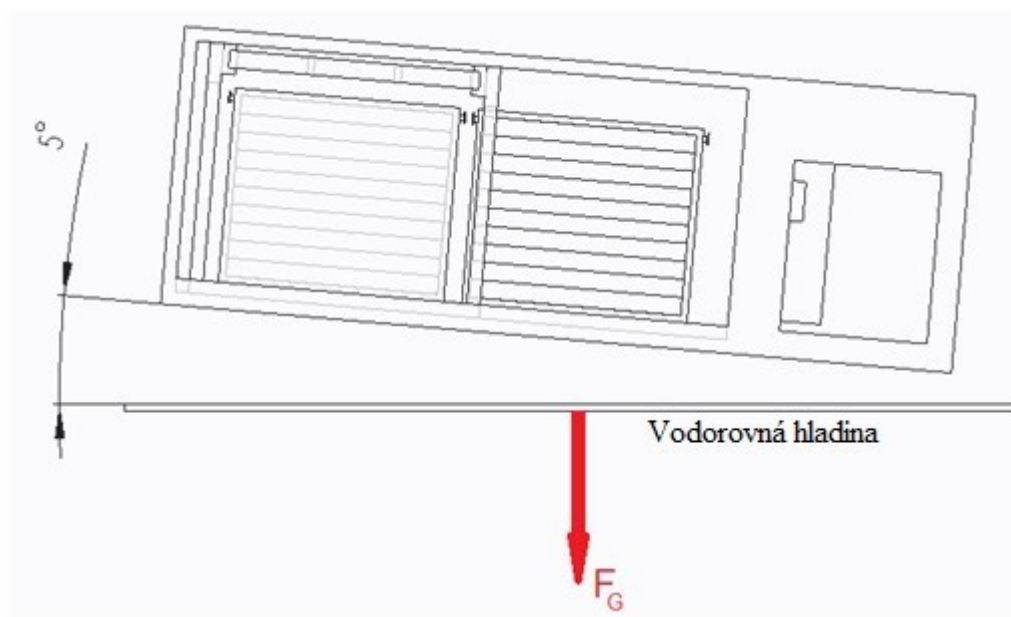
V dnešní době různorodosti kvality výrobců se nedá přesně určit vůle v čepích a tedy i maximální ohybový důsledek při nakloněné poloze manipulátoru. Ohyb je v tomto případě

nežádoucí, protože může narušit strukturu čepu a v nejhorším případě přetrhnout řetěz. Místo odhadů a nejistoty v tolerancích se vymyslel mechanismus, eliminující ohybové momenty. Navrhly se podmínky a jejich řešení, které definují limitní pozice kontejneru a traverzy.

Definované toleranční podmínky sklonu jsou vztaženy na:

1) Směr působení tíhové síly a orientace kontejneru

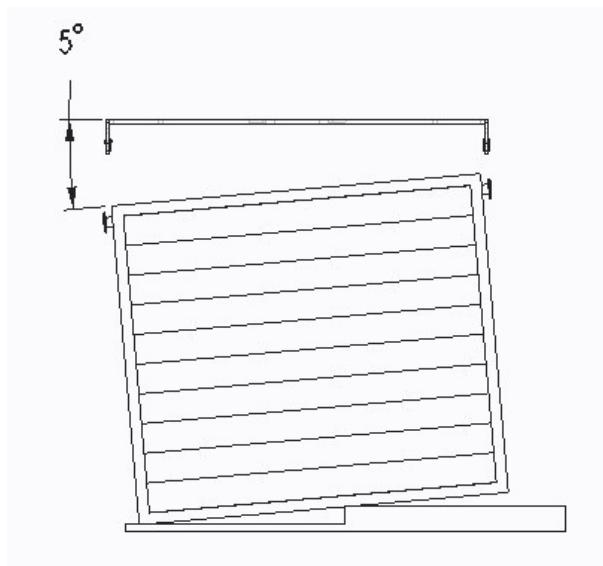
Volí se dovolený sklon 5° , který odpovídá 8,8% sklonu kopce v dopravním značení. Navržený mechanismus sice zvládne více, ale manipulace ve větším sklonu se nedoporučuje.



Obr. 16 – Tolerance naklonění kontejneru

2) Nevhodném náklonu kazety vůči traverze z důvodu špatné kvality povrchu a

jiných nerovností



Obr. 17 – Maximální dovolený sklon kazety vůči vodorovné pozici

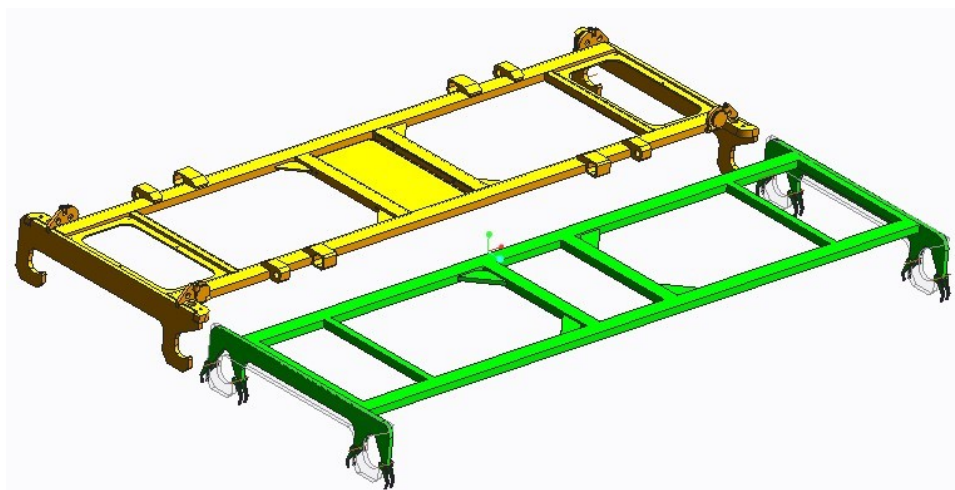
Volí se dovolený sklon 5° .

V ostatních směrech by měl sklon být co nejmenší (0° - 2°). Vyšší náklony nejsou dovolené a nedoporučují se ani dle předpisů u jiných mobilních manipulačních systémů. Pokud by bylo zapotřebí toto omezení překročit, daly by se využít hydraulické vyrovnávací nohy, jako u mobilních jeřábů.

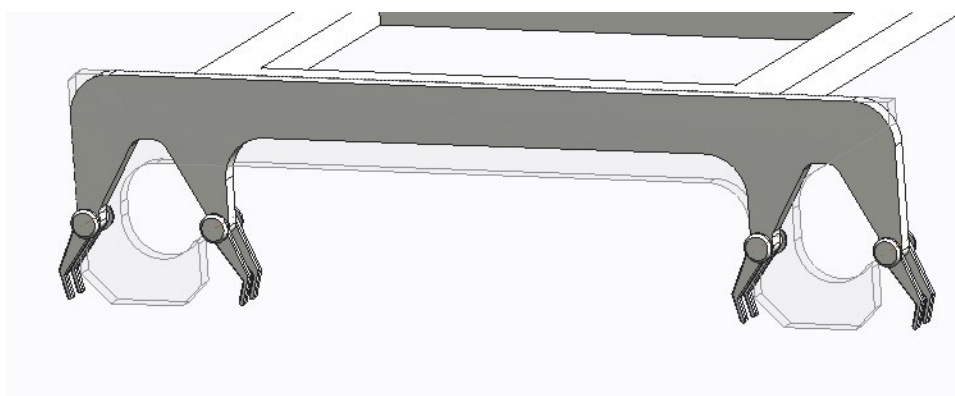
Řešení tolerančních podmínek je uskutečněno přidáním rotačních kinematických dvojic na vhodná místa.

- 1) **Doprostřed horního rámu** – Samovolné vyrovnávání vodorovné hladiny, které je při manipulaci jištěné brzdou.
- 2) **Na úchytech řetězu s traverzou**. Umožní naklonění traverzy pro úchop OM.

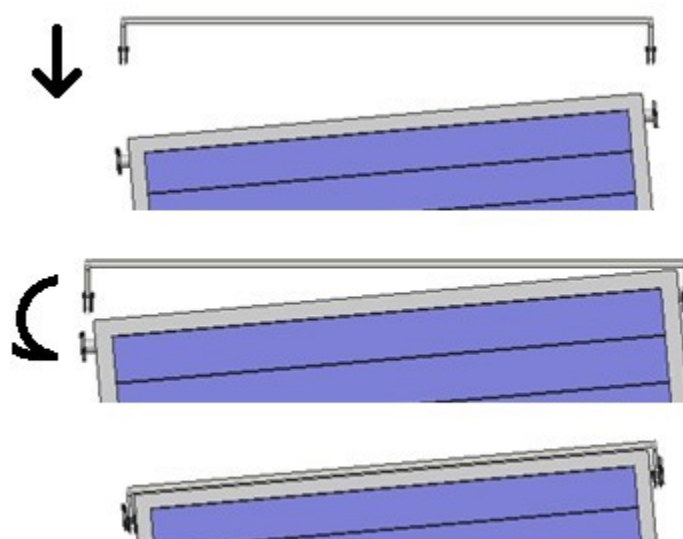
Traverza se upravila tak, že byly odstraněny nepotřebné prvky, které upevňovaly lano a schematicky se upravily háky efektoru, aby byly schopny uchopovat čepy OM shora.



Obr. 18 – Odstranění prvků původního systému



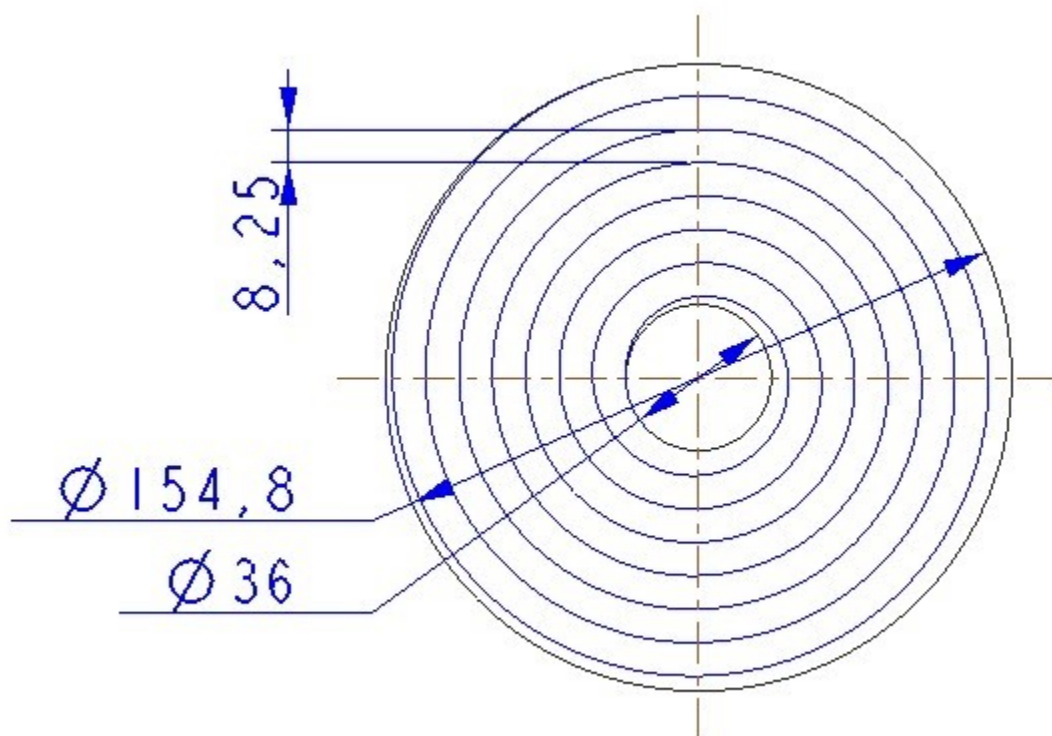
Obr. 19 – Návrh principu nového efektoru a porovnání se starým



Obr. 20 – Princip úchopu nakloněného OM

4.5. Průměr navijáku

Vzhledem k omezenému prostoru pro celý mechanismus se musí předběžně určit průměr navinutého řetězu. Provedla se jednoduchá simulace. Stočený řetěz byl nahrazen spirálovitou křivkou s délkou 2 000mm a konstantní roztečí mezi vrstvami.



Obr. 21 – Simulace navinutého řetězu

Řetěz se však nebude navíjet po ideální geometrické křivce, proto byl rozměr dimenzován o jednu vrstvu navíc, která pojme více jak 20 článků a počítá se s maximálním průměrem $d_{n_max}=170\text{mm}$. Na 2 metry řetězu vychází 210 článků řetězu.

Nyní jsou k dispozici všechny údaje potřebné pro výpočet kroutícího momentu potřebného k navíjení.

Kroutící moment motoru

$$F_v = 4300\text{N}$$

$$M_k$$



$$d_{n_max} \quad M_k = 366\text{Nm}$$

$$d_{n_max}=170\text{mm}$$

$$\eta_L=0,96$$

$$M_k$$

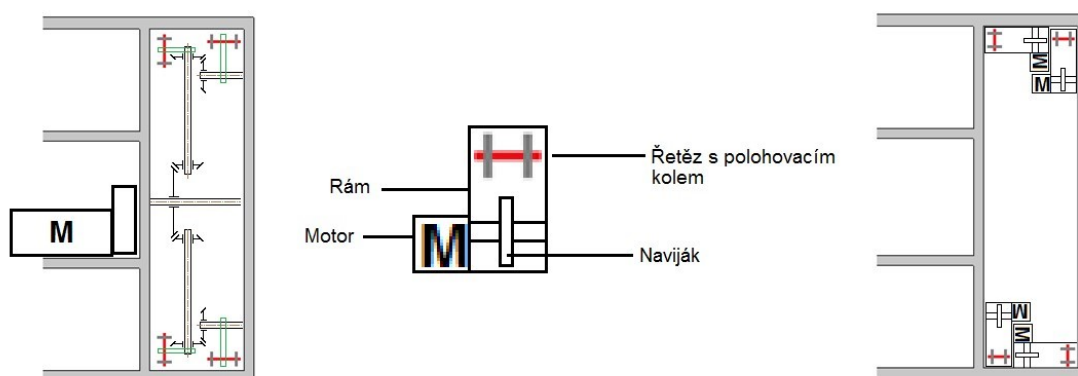


$$M_m = M_k \cdot \eta_L$$

Tabulka 7 – Výpočet kroutícího moment pro motor

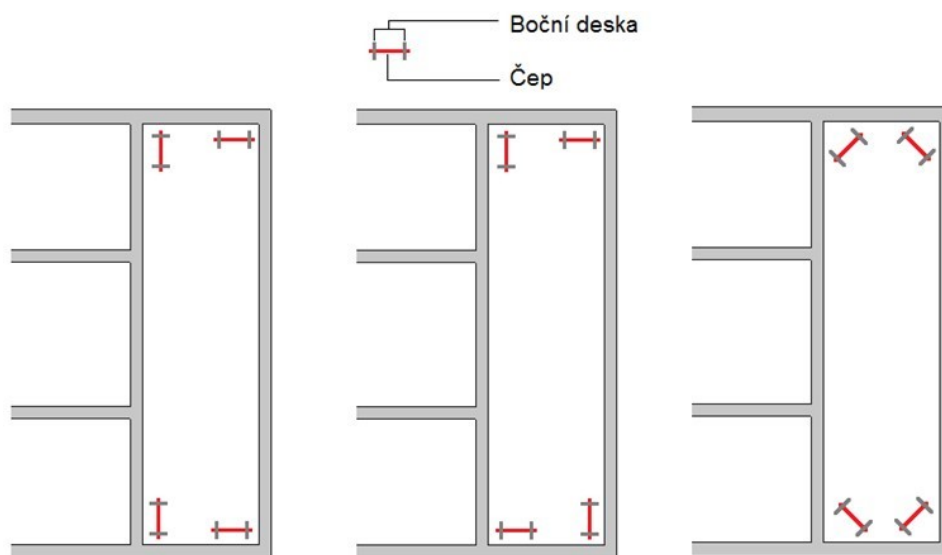
4.6. Návrh samostatné jednotky pro jeden řetěz

Řešení přenosu kinematiky z jednoho hřídele na všechny 4 navijáky pomocí řetězů, řemenů nebo ozubených kol by bylo komplikované z důvodu vymezení vůlí a upřesnění pozic. Byl proto navržen kompakt, který má samostatný pohon a bude vhodně umístěn na vyrovnávací rám.



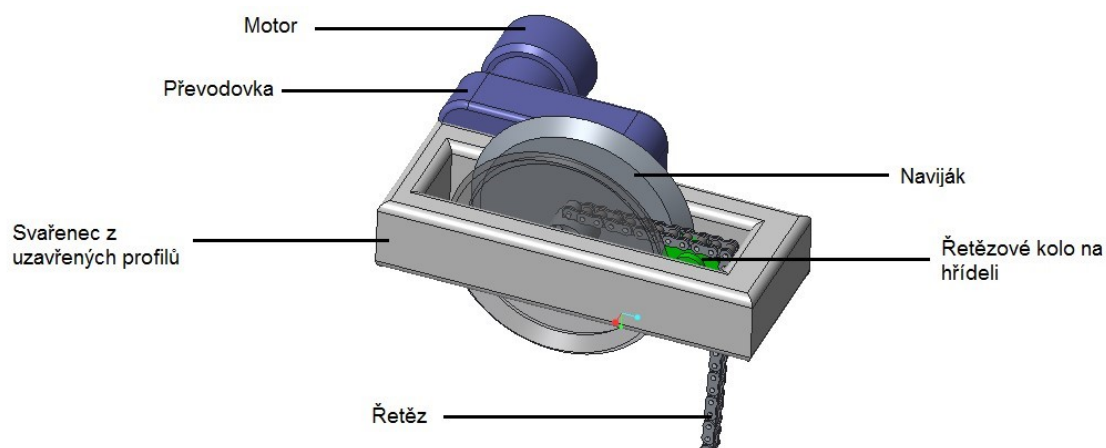
Obr. 22 – Zavedení samostatné jednotky

Kompakty jsou umístěny tak, aby řetězy neměly mezi sebou čepy v rovnoběžné pozici. Vzniklo více možností rozmístění a z něj se vybrala prostřední varianta z důvodu neoptimálnějšího uložení kompaktní.



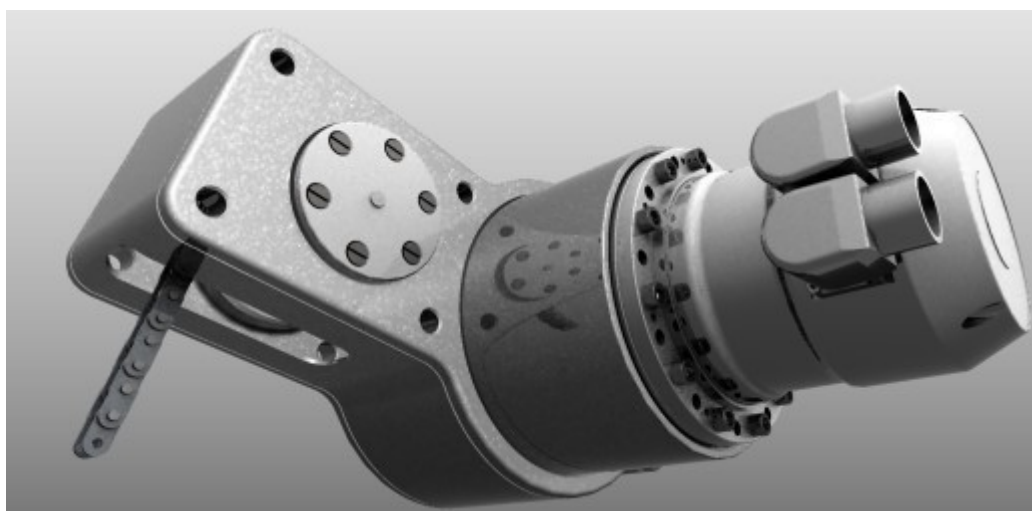
Obr. 23 – Možné orientace os čepů řetězů

Předběžně se navrhly klíčové součásti pro kompakt.



Obr. 24 – Základní návrh kompaktu

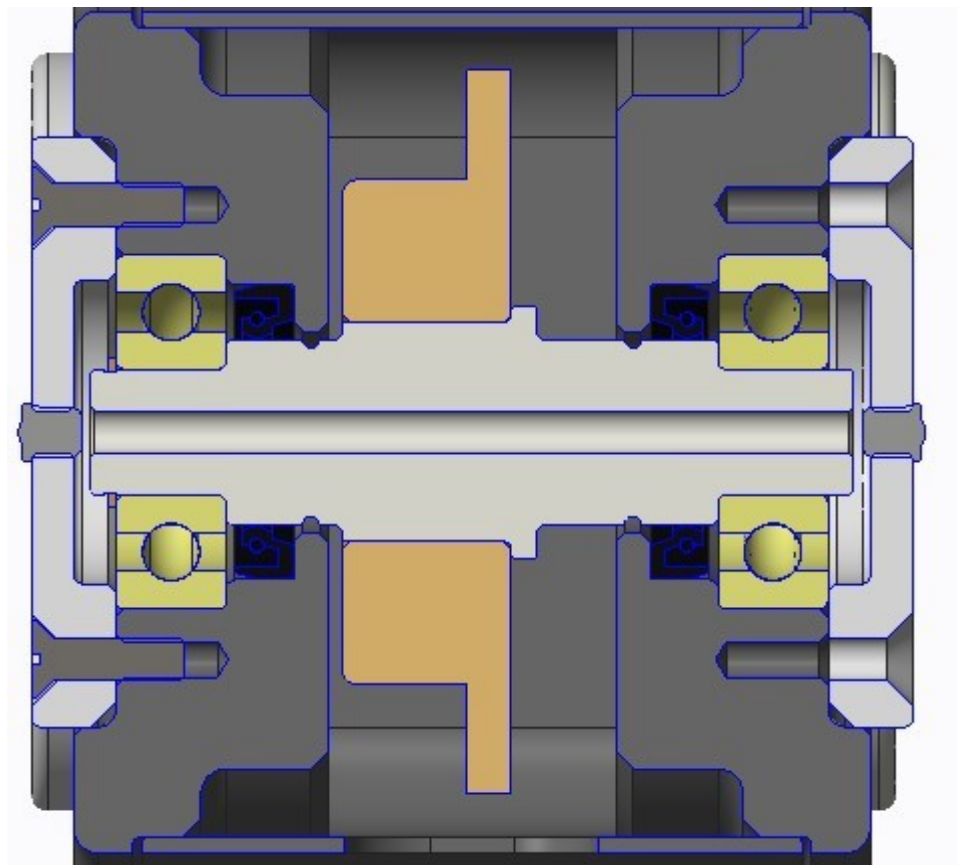
Tento kompakt byl pevnostně navržen a namodelován do finální podoby. Jäckly nevyhovovaly a byly nahrazeny přírubami s krycím plechem uprostřed. Upevnění kompaktu je uskutečněno šesti dírami pro čepy M10. Ložiska [7] a těsnění [3] byly vybrány ze stránek SKF a jejich uložení provedeno dle katalogu a příručky. Krycí plech na kompaktu je pouze prvotním návrhem a výsledné krytování prostoru mezi bočními přírubami může být provedeno méně náročným procesem na přesnost. Všechny normované prvky a operace byly navrženy podle strojnických tabulek [1] a [2]. Volba materiálu probíhala po studiu různých zušlechtěných ocelí [5].



Obr. 25 – Finální verze kompaktu

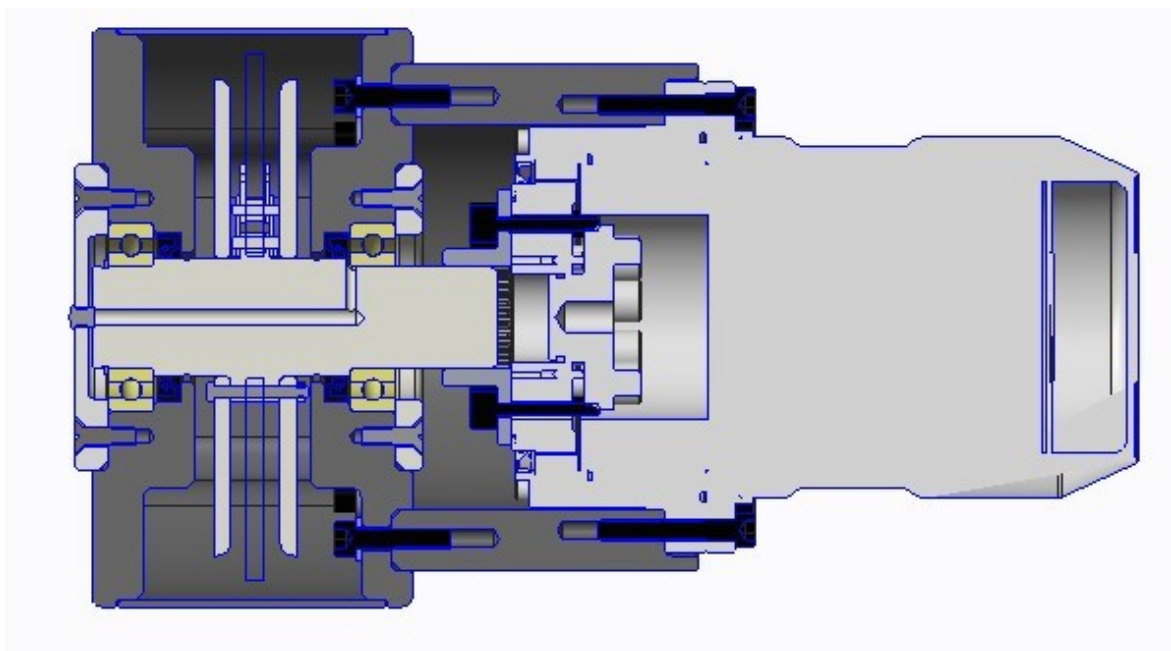
Hlavní části kompaktu jsou:

- uložení řetězového kola
 - Návrh a kontrola hřídele na ohyb (Příloha C.)
 - Návrh lisovaného spoje řetězového kola a hřídele (D.)
 - Návrh ložisek (E.)



Obr. 26 – Řez hřídelem a řetězovým kolem - uložení

- uložení navijáku a motoru
 - Návrh a kontrola hřídele na kombinované zatížení (F.)
 - Návrh ložisek (G.)
 - Návrh evolventního drážkování pro přenos kinematiky z motoru (H.)

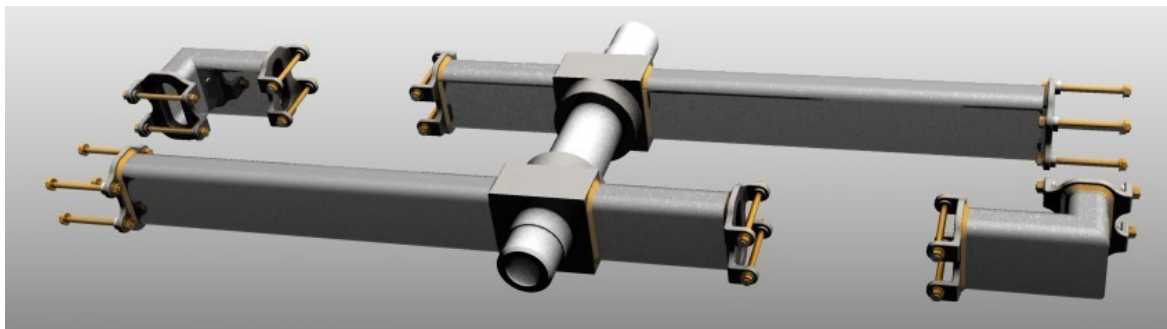


Obr. 27 – Řez hřídelem, navijákem a motorem - uložení

- Zvolený motor LynxDrive®-32C [6] je vyroben firmou Harmonic Drive AG. Jeho předností je udržení velkého krouticího momentu, vestavěná převodovka, brzda a korozivzdornost. Krátkodobě zvládne přetížení až 200% a jeho ukotvení proběhlo dle katalogu, kde jsou informace o nutném počtu šroubů a jejich třídy pevnosti.
- Naviják řetězu opatřen bočními kryty, které brání řetězu navíjet se křivě, a jeho vrstvy jsou od sebe vzdáleny tak, aby tolerance v délce čepů řetězu nezpůsobila zadření.

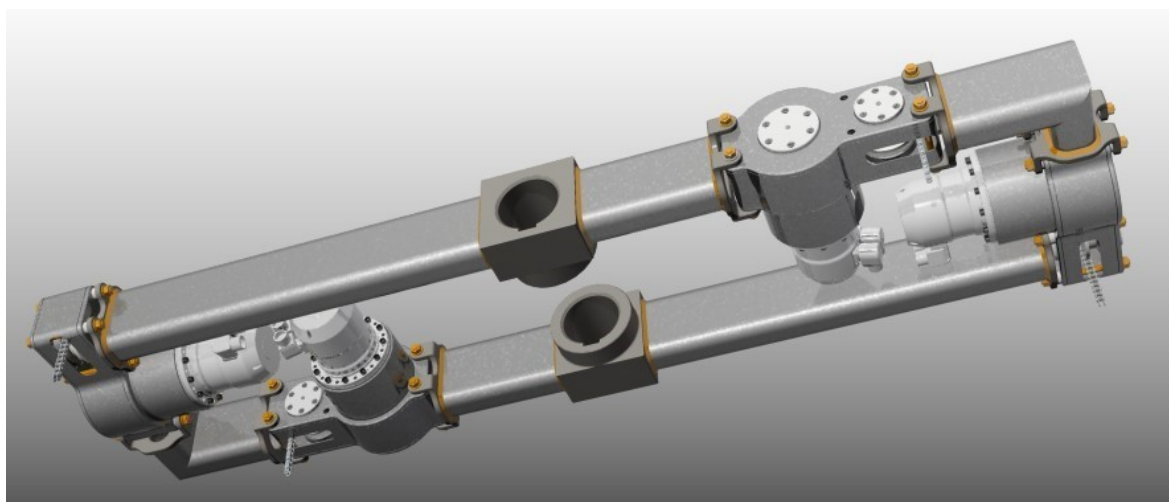
4.7. Vyvažovací rám

Pro splnění podmínky 1) se navrhl vyvažovací rám a do něj se umístily kompakty. Rám je složen ze středního kusu, pro zachycení na hřídeli, jácklů [4] 120x60x6 se svařenými úchyty kompaktů a samotnými kompakty. Závítové čepy pro uchycení kompaktů s úchyty jsou z materiálu pevnostní třídy 12.9 a namáhání na střih je pouze v dřívkové části. Vymezení vůlí mezi vidlicí úchytu a kompaktem je provedeno pomocí distančních kroužků.



Obr. 28 – Vyvažovací rám bez kompaktů

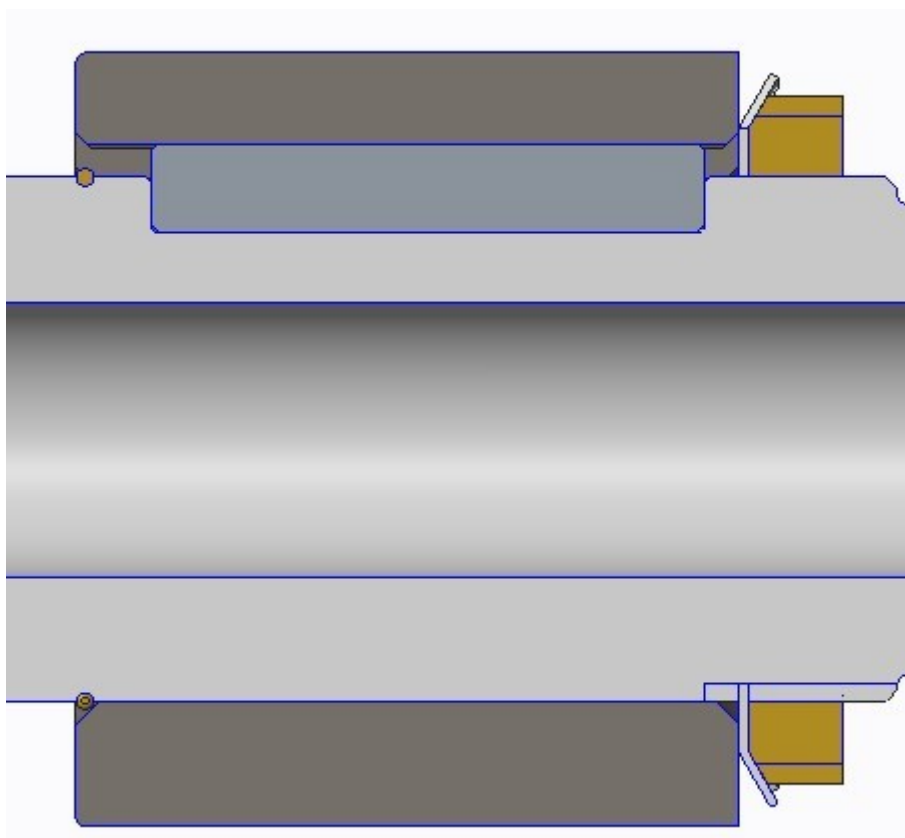
- vyvažovací rám
 - Kontrola jácklu 120x60x6 (B.)
 - Návrh a kontrola středového hřídele (A.)



Obr. 29 – Kompletní rám

Přestože bude rám vyvažovaný, kvůli hmotnostně rovnoměrnému rozložení na obou stranách hřídele, při manipulaci tomu tak být nemusí a rám se pojistil vůči hřídeli, aby fungovala brzda na jeho konci pro vyvažovací rám. Toto pojištění je kombinací pojistného

kroužku, pera a KM matice. v tomto řezu je použitý kroužek $d=3.2\text{mm}$ na průměr hřídele 95mm, pokud by nedostačoval, bude nahrazen větším.

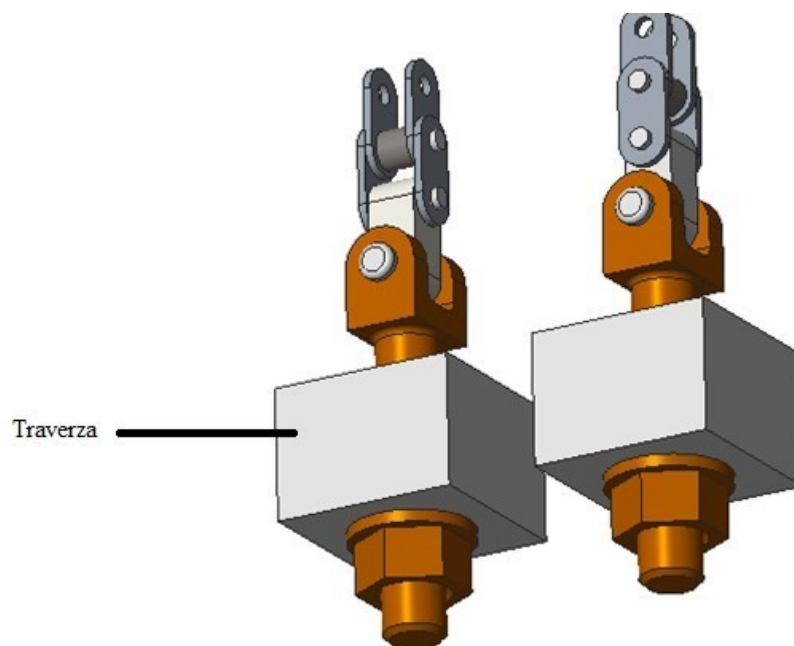


Obr. 30 – Pojištění rámu s hřídelem

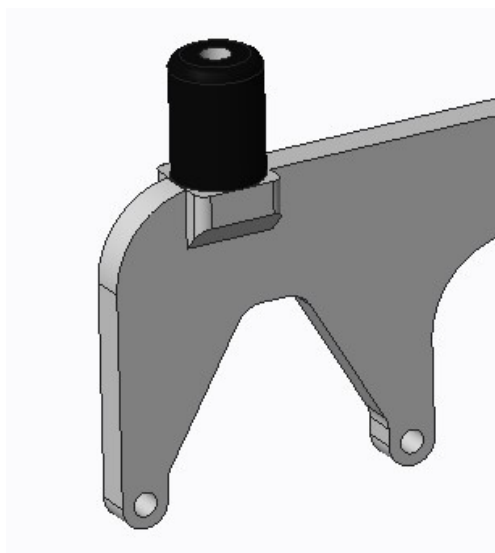
4.8. Uchycení řetězu na traverze

Aby se traverza byla schopna naklonit podle podmínky 2), přichytil se řetěz na koncový prvek, který má dvě díry. Jedna je pro řetěz a druhá pro závit do traverzy. Tento prvek je ve dvou provedeních, kvůli natočení řetězu. Úchyt je opatřen závitem pro vymezení vůlí v řetězu.

- Traverza ○ Návrh a kontrola závitu (I.) ○
Pryžové tlumiče vrchní polohy



Obr. 31 – Úchyty řetězu k traverze



Obr. 32 – Pryžový tlumič

4.9. Průběh manipulačního procesu

Vyložení OM

- 1) Najetí traverzy k OM
- 2) Uchopení čepů OM
- 3) Vysunutí horního rámu
- 4) Povolení brzdy hlavního hřídele
- 5) Pomalé spouštění traverzy do pozice vodorovné polohy
- 6) Zapnutí brzdy hlavního hřídele
- 7) Spuštění traverzy
- 8) Odháknutí čepů OM

Naložení OM

- 1) Vysunutí horního rámu nad OM 2)
Povolení brzdy hlavního hřídele
- 3) Pomalé spouštění traverzy do pozice vodorovné polohy
- 4) Zapnutí brzdy hlavního hřídele
- 5) Spuštění traverzy
- 6) Uchopení čepů OM
- 7) Zvednutí traverzy
- 8) Ve chvíli, kdy první pryžové tlumiče narazí na horní rám, povolení brzdy a záběr, dokud nebude srovnaná traverza s horním rámem (z důvodu možného zaseknutí OM o vertikální pojezdové nosníky manipulátoru)
- 9) Zasunutí horního rámu do kontejneru
- 10) Povolení kazety na žádané pozici

Závěr

Uskutečnění náhrady ocelových lan proběhlo za použití válečkových řetězů z nerezové oceli. Při navrhování bylo největší nevýhodou omezení prostoru pro manipulátor. Proces plné automatizace takového systému je na úrovni mechatroniky a zde navržené řešení nebylo uskutečněno v kooperaci s ostatními disciplínami, pouze se diskutovalo o možných komplikacích řízení. Hlavním účelem této práce bylo zjištění, jaké problematiky předcházejí a následují zavedení řetězů namísto lan.

Zvolená metoda řešení potřebuje mnoho podmínek a vyšetření ke svému uskutečnění jako je maximální sklon vozidla, omezený prostor pro manipulátor, možnosti pro uskladnění řetězů a další. Všechny tyto podmínky musely být brány na vědomí při návrhu.

Navržený kompaktní je použitelný i mimo tento systém a je schopen samostatně zvedat břemena o hmotnosti 400 kg. Je to stěžejní prvek této práce a bylo mu věnováno nejvíce času. Nevýhodou jeho použití je pořizovací cena, která se kvůli motoru dostala vysoko. Na druhou stranu byl Lynx Drive jeden z mála motorů na trhu, zvládajících takový kroutící moment.

Vyvažovací rám nebyl původně vůbec v plánu, ale po předobhajobě a dalších diskusích bylo vhodnější jeho uskutečnění, než dohady o tom, jaké důsledky bude mít ohybové namáhání řetězu. Zároveň to ulehčí určení pozice traverzy. Vzniká tím další prvek v řízení - brzda.

Poděkování

Děkuji vedoucímu své bakalářské práce Ing. Petru Kopci za jeho čas, trpělivost, ochotu, přístup a zajímavé poznatky v oblasti konstrukce.

Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361051-7.
- [2] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 2., dopl. a přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-7204-584-6.
- [3] Hřídelové těsnicí kroužky pro všeobecné průmyslové aplikace. *SKF ČR* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals-pt/index.html>
- [4] E-ŽELEZNÁ KNIHA. *Ferona a.s.* [online]. 2004-2016 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: www.ferona.cz/cze/katalog
- [5] Materiálové normy. *Ferona a.s.* [online]. 2004-2016 [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: http://www.ferona.cz/cze/katalog/mat_normy.php
- [6] LynxDrive®: Compact actuator with high corrosion protection. *Harmonic Drive AG* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://harmonicdrive.de/en/products/servo-products/actuators-without-hollow-shaft/lynxdrive.html>
- [7] Kuličková ložiska, jednořadá. *SKF ČR* [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>

Seznam příloh

CD-ROM

- kopie textové části bakalářské práce
- kompletní modelová dokumentace
- elektronické kopie výkresů

Výkresová dokumentace

- Výrobní výkresy kompaktu
- Sestava kompaktu
- Sestava vyvažovacího rámu

- Kompletní sestava s horním rámem a schematickým zbytkem systému

Kontrolní výpočty součástí

- A. 1P_1_nosna_hridel – Návrh hřídele v ose vyvažování
- B. 1P_2_jäckel_ohyb – Kontrolní výpočet jácklu pro vyvažovací rám
- C. 2P_1_hridel_R – Pevnostní výpočet hřídele řetězového kola
- D. 2P_2_lisovany_spoj – Návrh vhodného uložení pro lisování řetězového kola
- E. 2P_3_loziska_r_hridel – Návrh ložisek pro hřídel řetězového kola
- F. 2P_5_hridel_M - Pevnostní výpočet hřídele motoru a navijáku
- G. 2P_6_loziska_M_hridel - Návrh ložisek pro hřídel motoru
- H. 2P_7_Drazkovani – Návrh evolventního drážkování pro přenos kinematiky z motoru na hřídel
- I. 3P_1_zavit_regulace_vule